

мента парусного аэродинамического сопротивления. Трение масловоздушной смеси о боковые поверхности ступицы зубчатого колеса незначительны по сравнению с двумя вышеупомянутыми видами аэродинамического сопротивления.

Показатель степени при числе Рейнольдса дает возможность предположить, что обтекание масловоздушной смеси зубчатого колеса происходит при ламинарном режиме течения.

**Выводы.** В результате проведенного исследования получена аналитическая зависимость, дающая возможность с минимальными затратами вычислительных усилий количественно оценивать потери энергии, не связанные с нагрузкой, высокоскоростных зубчатых передач. Результаты сравнительного анализа расчетных данных с экспериментальными, имеющимися в открытых публикациях позволяют рекомендовать полученную зависимость для оценки потерь энергии вследствие аэродинамического сопротивления вращению зубчатых колес высокоскоростных передач на стадии проектирования. Проведен анализ влияния ключевых геометрических параметров зубчатых колес и параметров среды на аэродинамические потери энергии в высокоскоростных зубчатых передачах.

**Список литературы:** 1. Diab, Y., Ville, F., and Velex, P., 2006, "Investigations on Power Losses in High Speed Gears," J. Eng. Tribol., 220, pp.191–298. 2. Dawson, P.H., 1988, "High Speed Gear Windage," GEC Review, 4 (3), pp.164–167. 3. Y. Diab, F. Ville, P. Velex, and C. Chagent, "Windage Losses in High Speed Gears – Preliminary Experimental and Theoretical Results," Journal of Mechanical Design, Vol. 126, Sept. 2004, pp.903–908. 4. Neil E. Anderson and Stuart H. Loewenthal, "Spur-Gear-System Efficiency at Part and Full Load," Tech. rep., NASA, 10 Dec. 1979, TP 1622 AVRADCOM TR 79-46. 5. Neil E. Anderson and Stuart H. Loewenthal, "Efficiency of Nonstandard and High Contact Ratio Involute Spur Gears," Fourth International Power Transmission and Gearing Conference, ASME, Cambridge, MA, Oct. 1984, NASA TM 83725 USAAVSCOM TR 84-C-9. 6. Robert F. Handschuh and Charles J. Kilmain, "Preliminary Investigation of the Thermal Behavior of High-Speed Helical Gear Trains," International Conference on Gears, International Federation for the Theory of Machines and Mechanisms, Munich, Germany, March 2002, NASA/TM-2002-211336 ARL-TR-2661. 7. K. Al-Shibl, K. Simmons, and C. N. Eastwick, "Modelling windage power loss from an enclosed spur gear," Journal of Power and Energy, Vol. 221, 2007, pp. 331–341, Proc. IMechE Part A. 8. Handschuh, R. F., and Kilmain, C. J., 2003, "Preliminary Comparison of Experimental and Analytical Efficiency Results of High-Speed Helical Gear Trains," DETC'03, ASME 2003 Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Vol. 4B, pp.949–955. 9. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Издание 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1964. – 236с. 10. Hayward A. T. "The viscosity of bubbly oil", Fluid Report, No99, National Engineering Laboratory, Glasgow, U.K., 1961. 11. Seetharaman, S. "An investigation of load-independent power losses of gear systems" PhD Dissertation, The Ohio State University, 2009. 12. Газовые турбины. Ч.1. Термодинамические процессы и теплообмен в конструкциях / Шнеэ Я. И., Капинос В. М., Котляр И. В. – К.: Вища школа, 1976. – 296с.

Поступила в редколлегию 18.06.10

УДК 621.833

**В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ**, д.т.н., главн. инж. пр-та ЗАО "НКМЗ", г. Краматорск  
**Г.С. СУКОВ**, к.э.н., генеральный директор ЗАО "НКМЗ"  
**А.И. ВОЛОШИН**, главный инженер ЗАО "НКМЗ"  
**Ю.В. ЧИБИСОВ**, к.э.н., зам. ген. директора ЗАО "НКМЗ"  
**Г.А. ЛЕСНЯК**, начальник отдела редукторостроения ЗАО "НКМЗ"

## ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ КРУПНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ, РАБОТАЮЩИХ С АБРАЗИВНЫМ ИЗНОСОМ

Викладено результати дослідження навантажувальної здатності великих зубчастих передач, що працюють у змащенні з наявністю часток абразиву. Концепція контактної взаємодії активних поверхонь зубів з абразивними частками представляє диференційований підхід до аналізу впливу фізико-механічних властивостей матеріалів зубчастих коліс, геометричних і кінематичних характеристик сполучених елементів, характеру розподілу навантаження по контактних лініях – на навантажувальну здатність зубчастих зацеплень. Вірогідність теоретичних положень підтверджена результатами лабораторно-експериментальних досліджень виконаних на ЗАТ "НКМЗ" і апробована в умовах експлуатації промислових зразків.

Results of research of load ability of the large gears working in greasing with presence of particles of an abrasive are stated. The concept of contact interaction of active surfaces of teeth with abrasive particles represents the differentiated approach to the influence analysis physical-mechanical properties of materials of gears, geometrical and kinematic performances of the interfaced elements, character of loading distribution on contact lines – to load ability of gears. Reliability of theoretical positions is confirmed by results laboratory – experimental researches executed on Joint-Stock Company "NKMZ" and approved under operating conditions industrial samples.

Абразивный износ поверхностей зубьев наблюдается преимущественно в открытых зубчатых передачах, хотя может происходить и в редукторах при попадании в масло твердых частиц, в т.ч. продуктов износа. Характер и интенсивность абразивного износа зубьев открытых и закрытых передач отличаются более слабой защищенности пространства между зубьями в открытых передачах от притока свежих абразивных материалов.

Физическая сущность явлений происходящих в окрестностях контакта активных поверхностей зубьев, в том числе и в промежуточном масляном слое, в настоящее время изучена не достаточно. Не сложилось единой оценки причин вызывающих различные формы и интенсивность износа поверхностей зубьев, различаются и подходы к решению этой сложной проблемы. Задача абразивного износа поверхностей зубьев имеет практическое инженерное значение, и поэтому в последние годы ей уделяется большое внимание исследователей.

При разработке критерия износостойкости зубчатых зацеплений используют энергетические и металловедческие концепции, представленные в работе [1], где приведена классификация видов отказов зубчатых зацеплений, а также намечены

пути решения проблемы влиянием физико-механических свойств и структуры стали на ее трибологические характеристики – методами металлофизики.

Как показывает практика, при адекватных условиях эксплуатации идентичных зубчатых пар, встроенных, соответственно, в одностипное прокатное, горнорудное, подъемно-транспортное, другое оборудование и машины тяжелой индустрии, поверхностный износ зубьев часто имеет заметные отличия. Разработчиком Ruhr–Univeersität (Bochum) опубликована расчетно-экспериментальная методика оценки долговечности зубчатых колес, основанная на использовании данных испытаний образцов зубчатых колес и компьютеризированной методики расчета с учетом этих данных [2]. Методика позволяет оценить долговечность с учетом вида смазочных материалов, температуры, частоты вращения зубчатых колес. Показано, что таким путем удобно оценивать износостойкость деталей крупногабаритных зубчатых передач и их эксплуатационные характеристики без натурных испытаний.

Одним из основных критериев нагрузочной способности зубчатых передач служит устойчивость к заеданию, являющейся некоторой функцией вязкости, теплопроводности и температурного коэффициента вязкости масла, шероховатости рабочих поверхностей и приведенного радиуса кривизны контактирующих зубьев, скорости их качения и скольжения, теплопроводности материалов и нагрузки. В целях повышения нагрузочную способность и ресурса работы зубчатых передач, используются специальные противозадирные присадки, обеспечивающие химическое модифицирование поверхностных и приповерхностных слоев материалов зубьев [3], а также наноразмерных алмазо-графитовых присадок [4].

Наличие частиц абразива в смазке существенно осложняет характер процессов протекающих в контакте, что вызывает дополнительные трудности и неточности при оценке нагрузочной способности и срока службы передач зацеплением [5]. Метод опознавания формы твердых частиц, позволяет определять остроту выступов [6], что может способствовать повышению точности математического моделирования абразивных процессов.

Зависимости, которые приходится использовать для расчета зубьев на прочность и долговечность, не в полной мере отражают реальные процессы, протекающие в области контакта зубьев. Они далеки от совершенства, требуют более объективной оценки и учета факторов, оказывающих непосредственное влияние на износ и нагрузочную способность зубчатых передач.

Для крупных зубчатых передач, подверженных абразивному износу, неадекватность существующих расчетных методик еще в большей мере усиливается не только негативным влиянием абразивных частиц в смазке, но и наличием масштабного фактора, который в свою очередь ограничивает технико-экономические возможности проведения полномасштабных экспериментальных исследований. Отсутствие достоверных расчетных методик не позволяет с достаточной точностью оценивать нагрузочную способность крупных зубчатых передач работающих с абразивным износом, прогнозировать их

ресурс работы, что затрудняет качественное проведение проектно-конструкторских работ, снижает технический уровень и конкурентные свойства продукции тяжелого машиностроения.

Цель настоящей работы заключается в исследовании нагрузочной способности крупных зубчатых передач работающих с абразивным износом, повышении достоверности оценки контактных напряжений в зубчатом зацеплении на основе разработки многофакторной математической модели, результатов экспериментальных исследований и промышленных испытаний.

На ЗАО "НКМЗ" разработана методика оценки износостойкости тяжело нагруженных зубчатых передач, работающих в смазке с наличием абразива. Концепция контактного взаимодействия активных поверхностей зубьев с абразивными частицами предполагает дифференцированный подход к анализу влияния физико-механических свойств материалов зубчатых колес, геометрических и кинематических характеристик сопряженных элементов – на износ и нагрузочную способность зубчатых зацеплений [7, 8, 9, 10]. Достоверность основных теоретических положений подтверждена результатами лабораторно – экспериментальных исследований и апробирована в условиях эксплуатации промышленных образцов.

Определим относительный уровень кинематических условий износа  $y_{u_{\Sigma}}$  в каждой точке контакта через параметр линии зацепления

$$y_{u_{\Sigma}} = \frac{\chi - (1 - \chi) \cdot u}{\sqrt{\chi \cdot (1 - \chi)}}, \quad (1)$$

где  $u$  – передаточное отношение;  $\chi = \rho'/l$  – коэффициент связывающий радиус кривизны поверхности зуба  $\rho'$  с протяженностью линии зацепления  $l$ .

Для оценки изменения нагрузки в зависимости от  $y_{u_{\Sigma}}$  принимаем

$$\alpha_{\sigma} = \frac{1}{A \cdot y_{u_{\Sigma}}^K + 1}, \quad (2)$$

где

$$K = \frac{\ln \left( \frac{\alpha_2 \cdot \frac{1 - \alpha_1}{\alpha_1 \cdot 1 - \alpha_2}}{\frac{\chi_1}{\chi_2}} \right)}{\ln \left( \frac{\chi_1}{\chi_2} \right)}; \quad \alpha_1 = \frac{P_1}{P_{\max}} \cdot \frac{\rho_{\max}^*}{\rho_1^*}; \quad \alpha_2 = \frac{P_2}{P_{\max}} \cdot \frac{\rho_{\max}^*}{\rho_2^*};$$

$\rho_1^*, \rho_2^*, \rho_{\max}^*$  – приведенные радиусы кривизны  $\rho_1, \rho_2, \rho_{\max}$ ;  $\chi_1 = y_{u_{\Sigma 1}}$ ;

$\chi_2 = y_{u_{\Sigma 2}}$ ;  $\ln A = \ln \frac{1 - \alpha_1}{\alpha_1} - K \cdot \ln \chi_1$ .

Определяем характер распределения нагрузки  $\alpha_p = P/P_{\max}$

$$\alpha_p = \frac{\chi(1-\chi) \cdot (1+u)^2}{(A \cdot y_{u_\Sigma}^k + 1) \cdot u} \quad (3)$$

Среднее значение условной удельной нагрузки в долях на контактной линии

$$\bar{\alpha}_p = \frac{\int_{\chi_1}^{\chi_2} \alpha_p d\chi}{p_{b_\chi} \cdot \varepsilon_\alpha} \quad (4)$$

где  $p_{b_\chi}$  – основной шаг в долях  $\chi$ .

Средняя нормальная нагрузка в зацеплении

$$\bar{W}_{cp} = \frac{2T_1}{d_{w_1} \cdot \cos \alpha_w \cdot b_w} \quad (5)$$

Величина нагрузки в полюсе зацепления

$$P_{\max} = \frac{\bar{W}_{cp}}{\alpha_p} \quad (6)$$

Контактные напряжения в полюсе зацепления

$$\sigma_{H_{\max}} = 0,413 \sqrt{\frac{P_{\max} \cdot E}{\rho_{\max}}} \quad (7)$$

Коэффициент, учитывающий влияние кинематических и геометрических параметров сопряжения на износ

$$K_\gamma = \sqrt{2 \frac{m_n(z_1 + z_2) \sin \alpha_w}{\cos \beta}} \cdot y_u \quad (8)$$

где

$$y_u = \frac{y_{u_1}(\chi_1 - \chi_p) + y_{u_2}(\chi_p - \chi_2)}{3(\chi_2 - \chi_1)}; \quad \chi_1 = 1 - \sqrt{\frac{d_{a_2}^2 - d_{b_2}^2}{2a_u \sin \alpha_w}}; \quad \chi_2 = 1 - \sqrt{\frac{d_{a_1}^2 - d_{b_1}^2}{2a_u \sin \alpha_w}}; \quad \chi_p = \frac{z_1}{z_1 + z_2};$$

$d_{a_1}$ ,  $d_{a_2}$  – диаметры окружностей выступов;  $d_{b_1}$ ,  $d_{b_2}$  – диаметры основных окружностей;  $a_u$  – межосевое расстояние;  $\beta$  – угол наклона зубьев;  $\alpha_{t_w}$  – угол зацепления; для шестерни:

$$y_{u_1} = \sqrt{\chi_1(1-\chi_1)} \cdot \frac{\chi_1 - (1-\chi_1) \cdot u}{\chi_1}; \quad y_{u_2} = \sqrt{\chi_2(1-\chi_2)} \cdot \frac{\chi_2 - (1-\chi_2) \cdot u}{\chi_2};$$

для колеса:

$$y_{u_1} = \sqrt{\chi_1(1-\chi_1)} \cdot \frac{\chi_1 - (1-\chi_1) \cdot u}{(1-\chi_1) \cdot u}; \quad y_{u_2} = \sqrt{\chi_2(1-\chi_2)} \cdot \frac{\chi_2 - (1-\chi_2) \cdot u}{(1-\chi_2) \cdot u}.$$

Полученные результаты расчета сведены в таблицу. Данные для расчета открытой эвольвентной передачи привода рудоразмольной мельницы:

$m = 20$ мм,  $z_1 = 43$ ,  $z_2 = 244$ ,  $\beta = 5^\circ 22' 52''$ ,  $m_t = 20,097$ мм,  $a_w = 2884$ мм,  $b_w = 800$ мм,  $\chi_1 = 0$ ,  $\chi_2 = 0$ ,  $d_{a_1} = 904,7$ мм,  $d_{a_2} = 4943,7$ мм,  $\varepsilon_\alpha = 1,816$ ,  $\varepsilon_\beta = 1,25$ ,  $\alpha_t = 20^\circ 5' 22''$ ,  $\alpha_{t_w} = 20^\circ 6' 52''$ ,  $d_{w_1} = 864,2$ мм,  $d_1 = 864,174$ мм,  $d_2 = 4903,68$ мм,  $d_{b_1} = 811,6$ мм,  $d_{b_2} = 4605,34$ мм,  $N = 1500$ кВт,  $n_1 = 100$ об/мин,  $u = 0,17623$ .

Материал шестерни сталь 40ХНМ, твердость поверхности 320 НВ, зубчатого колеса 35ХМЛ, твердость 260 НВ. Смазка – масло минеральное +0,1% частицы абразива.

Таблица – Расчетные зависимости связанные с условиями смазки и параметром  $\chi$

№ п/п	$\chi$	$y_{u_\Sigma}$	$\frac{\chi(1-\chi) \cdot (1+u)^2}{u}$	$\alpha_\sigma$		$\alpha_p$	
				A=0,77 K=0,367	A=2,33 K=0,332	Масло	Масло + 0,1% абразив
1	0,093	0,23	0,66	0,71	0,41	0,469	0,27
2	0,107	0,163	0,75	0,66	0,44	0,5	0,33
3	0,11	0,15	0,7685	0,74	0,446	0,57	0,34
4	0,13	0,07	0,888	0,79	0,51	0,70	0,453
5	0,14	0,0333	0,94514	0,833	0,57	0,787	0,539
6	0,15	0,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
7	0,16	0,033	1,055	0,833	0,575	0,88	0,607
8	0,17	0,063	1,1	0,797	0,518	0,877	0,567
9	0,18	0,092	1,16	0,774	0,486	0,85	0,564
10	0,19	0,12	1,21	0,758	0,46	0,917	0,562
11	0,202	0,153	1,265	0,74	0,445	0,986	0,562
$\Sigma$				8,635	5,86	8,536	5,794
$\bar{\alpha}_\sigma, \bar{\alpha}_p$				<b>0,864</b>	<b>0,586</b>	<b>0,854</b>	<b>0,579</b>

В результате расчета получим:  $\chi_1 = 0,098$ ,  $\chi_2 = 0,202$ ,  $\chi_p = 0,15$ . Параметр  $\chi$  изменяется в пределах  $\chi_1 \dots \chi_p \dots \chi_2$ .

$T_1 = 143 \text{ кНм}$ ,  $\bar{W} = 480 \text{ Н/мм}$ ,  $\sigma_H = 360 \text{ МПа}$ ,  $\rho_{\max} = 126,37 \text{ мм}$ .

Нагрузка и напряжения в полюсе зацепления:

$P_{\max_1} = 558 \text{ Н/мм}$ ,  $\sigma_{\max_1} = 398 \text{ МПа} \Rightarrow \text{без абразива};$

$P_{\max_2} = 828 \text{ Н/мм}$ ,  $\sigma_{\max_2} = 484 \text{ МПа} \Rightarrow \text{с абразивом}.$

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_{HP}] = 403 \text{ МПа}$ .

**Выводы.** Предложена методика оценки нагрузочной способности эвольвентной передачи, позволяющая учитывать негативное влияние наличия частиц абразива в смазке на характер взаимодействия активных поверхностей зубьев в контакте. Из полученных результатов выполненных исследований следует: максимальные напряжения в полюсе зацепления соответствуют требованиям ГОСТ 21354-87 для передачи, работающей в условиях смазки без включений элементов абразива. При работе в засоренных маслах (0,1% частиц абразива) контактные напряжения в полюсе зацепления возрастают на 22%, что в значительной мере снижает нагрузочную способность и ресурс работы зубчатой передачи.

**Список литературы:** 1. Сорокин Г.М., Сафонов Б.П., Данилов О.А. Исследование износостойкости зубчатых зацеплений металлофизическими методами // Новомосковский институт Российского химико-технологического университета. – Новомосковск, 2001. – 13с. – Деп. В ВИНТИ 22.01.2001, №170 – В2001. 2. Zahnrad – Lebensdauer von Großgetrieben lässt sich per Software berechnen // Maschinenmarkt. – 2005. – №8. – P.58. 3. Схиртладзе А.Г. Предремонтное изнашивание зубчатых передач // МГТУ "Станкин". Технология металлов. – 2002. – № 6. – С.20–24. 4. Витязь П.А., Жорник В.И., Кукареко В.А., Калинин А.С. Применение наноразмерных алмазо-графитовых присадок для повышения триботехнических свойств элементов пар трения // Тяжелое машиностроение. – Минск: Белорусский национальный технический университет, 2005. – №10. – С.19–22. 5. Wang Zhonghou, Kubo Aizoh, Asano Soichiro, Kato Shogo Nonaka Tetsuya (Kyoto University, Dept Pres. Eng., Kyoto, 606 – 8501 Japan). Nihon kikai gakkai ronbunshu. C=Trans // Jap. Soc. Mech. Eng. C. – 2000. 66. – №647. – P.2363–2370. 6. Leavers V.F. An active angularity factor for the characterization of abrasive particles // Electrical Engineering Division, Manchester School of Engineering, Manchester University, Oxford Road, Manchester M13 9PL, UK. Wear. – 2000. 239. – №1. – P.102–110. 7. Стрельников В.Н., Суков Г.С., Волошин А.И. Износостойкость зубчатых передач работающих в средах с наличием абразива // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Междунар. сб. научных тр. – Донецк: ДонНТУ, 2008. – Вып.35. – С.198–201. 8. Стрельников В.Н., Суков Г.С., Волошин А.И., Титаренко А.И. Исследование характера распределения нагрузки в зубчатом зацеплении // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века: сб. тр. XV МНТК. – Донецк: ДонНТУ, 2008. – Т.3. – С.184–188. 9. Стрельников В.Н., Суков Г.С., Волошин А.И. Особенности расчета зубьев на контактную прочность с учетом износа // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века: сб. тр. XV МНТК. – Донецк: ДонНТУ, 2008. – Т.3. – С.179–184. 10. Стрельников В.Н., Суков Г.С. Определение скоростей износа поверхностей зубьев // Современные технологии машиностроения и проблемы подготовки инженерных кадров: Сборник трудов II Междунар. научно-методического семинара в Махди. 30 октября – 6 ноября 2008 (Тунис). – Донецк: ДонНТУ, 2008. – С.93–94.

Поступила в редколлегию 20.05.10

УДК 621.833

**Н.Э. ТЕРНЮК**, д.т.н., проф., директор ИМиС, г. Харьков

**А.И. ПАВЛОВ**, д.т.н., доц. каф. инж. графики ХНАДУ "ХАДИ", г. Харьков

**В.И. ВЕРБИЦКИЙ**, к.ф.-м.н., ХНАДУ "ХАДИ"

## ПОСТРОЕНИЕ БОБИЛЬЕ ДЛЯ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ОРТОГОНАЛЬНОЙ ПЕРЕДАЧИ

В статті розглянуті питання побудови Бобильє для просторової ортогональної зубчастої передачі. Це дозволяє записати відповідну форму рівняння Ейлера-Саварі та встановити величину радіусів кривини спряжених контактуючих поверхонь, що дає можливість вирахувати зведений радіус кривини в зацепленні просторової передачі.

The question of Boblje building for space gear with right angle is considered in this article. That allow to write the suitable Ailer-Savari questions and define the size of curve radius of congruence work spaces.

**Постановка задачи.** Решение некоторых задач в теории зубчатых зацеплений удобно выполнять путем замены передачи плоским четырехзвенным механизмом, основанном на построении Бобилье. Такое построение для плоских передач приводится очень часто в технической литературе, например, у Ф.Л. Литвина [1]. Однако для пространственных механизмов в литературе не встречается.

Последние исследования [2, 3] позволяют переходить от пространственной передачи к плоской, что указывает на возможность построения Бобилье для пространственной передачи.

**Цель работы** – описать построение Бобилье для пространственной передачи и сделать соответствующие выводы.

**Построение Бобилье для пространственной ортогональной передачи.** Пусть оси вращения звеньев передачи направлены соответственно по осям координат  $OY$  и  $OZ$ , а ось  $OX$  совпадает с кратчайшим расстоянием между осями вращений. В дальнейшем для более удобно задания координат точки контакта ось  $OY$  перенесем параллельно самой себе в точку  $O_2$  пересечения оси  $OZ$  с осью  $OX$ . Отметим полюс передачи  $W_o$  и проведем через него ось зацепления  $n$ . Через полюс передачи перпендикулярно к оси зацепления проведем начальную плоскость зацепления  $\Sigma_0$ , которая пересечет оси вращений в точках  $O_1$  и  $O_2$ . В той же плоскости  $\Sigma_0$  проведем линию  $A_1B_1$ , перпендикулярную межцентровой  $O_1O_2$ . Линия зацепления пройдет через точку контакта  $K$  под углом зацепления  $\alpha_1$  к прямой  $A_1B_1$ , а из точек  $O_1$  и  $O_2$  опустим перпендикуляры (для эвольвентного зацепления) на прямую  $AB$ . В случае эвольвентного зацепления линия зацепления – прямая. Постро-